



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Übersetzung der
europäischen Patentschrift
⑯ EP 0 378 900 B1
⑯ DE 689 07 338. T 2

⑯ Int. Cl. 5:
F 16 H 3/66

DE 689 07 338 T 2

⑯ Deutsches Aktenzeichen: 689 07 338.0
⑯ Europäisches Aktenzeichen: 89 312 000.6
⑯ Europäischer Anmeldetag: 20. 11. 89
⑯ Erstveröffentlichung durch das EPA: 25. 7. 90
⑯ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: 23. 6. 93
⑯ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 25. 11. 93

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯
07.12.88 JP 307936/88

⑯ Erfinder:
Asada, Toshiyuki, Toyota-shi Aichi-ken, JP

⑯ Patentinhaber:
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑯ Vertreter:
Tiedtke, H., Dipl.-Ing.; Bühling, G., Dipl.-Chem.;
Kinne, R., Dipl.-Ing.; Pellmann, H., Dipl.-Ing.; Grams,
K., Dipl.-Ing.; Link, A., Dipl.-Biol. Dr., Pat.-Anwälte,
80336 München

⑯ Benannte Vertragstaaten:
DE, FR, GB

⑯ Automatisches Umlaufgetriebe.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 689 07 338 T 2

BEST AVAILABLE COPY

1 Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

5 Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf eine Drehzahlwechselvorrichtung in einem Automatikgetriebe für Kraftfahrzeuge, wie Automobile sowie Eisenbahnfahrzeuge, und insbesondere auf eine derartige Drehzahlwechselvorrichtung, die mit zwei Planetenradsätzen der Einzelritzelbauart und einem Planetenradsatz der Doppelritzelbauart ausgestattet ist.

10

Erörterung des Standes der Technik

15 Eine bekannte, in einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug verwendete Drehzahlwechselvorrichtung hat eine Mehrzahl von in geeigneter Weise angeordneten Planetenradsätzen, von denen jeder ein Sonnenrad, ein Ringrad, wenigstens ein Planetenritzel, das mit dem Sonnen- und Ringrad kämmt, und einen das oder die Planetenritzel drehbar lagernden Planetenradträger aufweist. Eines dieser Räder und Träger (Ritzel) 20 der Planetenradsätze dient als ein Antriebselement, das mit einem Antriebsglied des Getriebes verbunden ist, und ein anderes Bauteil der Getriebevorrichtung dient als ein Abtriebselement, das mit einem Abtriebsglied des Getriebes verbunden ist, während andere Elemente mit einem ortsfesten Bau- 25 teil, wie einem Getriebegehäuse, gekoppelt werden können. Bei dieser Anordnung wird eine Drehbewegung des Antriebsgliedes des Getriebes auf das Abtriebsglied mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen ins Langsame für eine Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs übertragen.

30

35 Die durch die Drehzahlwechselvorrichtung gelieferten Übersetzungsverhältnisse variieren, wie oben gesagt wurde, in einem erheblichen Ausmaß in Abhängigkeit von der Art der Zusammensetzung oder Verbindung der Planetenradsätze, dem Übersetzungsverhältnis eines jeden Planetenradsatzes (d.h. der Zähnezahl des Sonnenrades dividiert durch die Zähnezahl des Ringrades) und der Anzahl der Planetenritzel, die jeder

1 Planetenradsatz besitzt. Jedoch sind in der Praxis nicht
alle denkbaren Anordnungen der Planetengetriebevorrichtung ver-
wendbar. Das heißt, daß die Drehzahlwechselvorrichtung, die
5 eine Reihe von Planetenradsätzen enthält, in nützlicher Weise
eingesetzt werden kann, wenn die Übersetzungsvorrichtung ver-
schiedene Bedingungen oder Beschränkungen erfüllt, wie z.B.
Einbau-Anpassungsfähigkeit an den Fahrzeugaufbau, Realisier-
barkeit der Produktion und Kraftübertragungs- sowie Drehzahl-
wechselkennwerte und -leistung. Mit anderen Worten bedeutet
10 das, daß zahlreiche Arten von Planetenradsätzen konstruiert
werden können, indem lediglich die Kombination und die Über-
setzungsverhältnisse der Planetenradsätze verändert werden.
Deshalb ist es ziemlich schwierig, gerade diejenige Ausbil-
15 dung der Drehzahlwechselvorrichtung zu entwerfen, die alle
die oben angegebenen Bedingungen erfüllt, welche für ein
Automatikgetriebe eines Kraftfahrzeugs erforderlich sind.

Unter der oben beschriebenen Situation sind verschiedene Ar-
ten von Drehzahlwechselvorrichtungen vorgeschlagen worden,
20 die für eine Verwendung in einem Automatikgetriebe geeignet
sind. Beispielsweise offenbaren die Offenlegungsschriften
Nr. 51-17767, 51-48062, 51-108168, 51-108170 und 51-127968
25 der ungeprüften Japanischen Patentanmeldungen Drehzahlwech-
sel-Planetengetriebe mit drei Planetenradsätzen.

Bei der Drehzahlwechselvorrichtung mit einer Mehrzahl von
30 Planetenradsätzen sind jedoch die Anzahl der durch die Vor-
richtung zur Verfügung gestellten Betriebspositionen und
die Untersetzungsverhältnisse der jeweiligen Betriebspositio-
nen in hohem Maß in Abhängigkeit davon, wie die Planetenrad-
sätze untereinander verbunden sind, welches Element der Über-
35 setzungsvorrichtung mit dem Antriebsglied des Getriebes ver-
bunden ist und welche Elemente an einem ortsfesten Bauteil
festlegbar sind, veränderlich. Praktisch wird eine geeignete
Drehzahlwechselvorrichtung für ein Fahrzeuggetriebe auf der
Grundlage der Leistungskennlinie des Motors, mit welchem das
Getriebe verbunden wird, und des Typs sowie der geforderten

1 Eigenschaften des Fahrzeugs, in welches das Getriebe einge-
baut wird, gewählt. Wenn die unterschiedlichen Motorfahrzeug-
typen Drehzahlwechselvorrichtungen benötigen, die unter-
schiedlich in der Anordnung des Getriebezuges der Planetenrad-
5 sätze wie auch in der Position der Kupplungen und Bremsen
konstruiert sind, sollte die Anzahl der Arten der Wechsel-
vorrichtungen so groß vorbereitet werden wie die Anzahl der
Typen von Kraftfahrzeugen, bei denen die Getriebevorrich-
10 tungen eingebaut werden. Das resultiert in einer schlechten
Produktivität der Getriebesätze aufgrund eines erhöhten
Zeitaufwands für deren konstruktive Ausgestaltung und Ferti-
gung. Das heißt, daß viele Grundanordnungen von Planetenenge-
triebesystemen, die gemeinsame Fertigungs- oder Montage-
15 schritte nicht erlauben, hergestellt werden sollten, wodurch
die Produktivität der notwendigen Fertigungsstraße der Ge-
triebevorrichtungen demzufolge vermindert wird.

Wie oben gesagt wurde, ist die Drehzahlwechselvorrichtung,
20 die eine Mehrzahl von Planetenradsätzen aufweist, imstande,
eine Vielzahl von Untersetzungsverhältnissen herzustellen,
die sich in hohem Maß in Abhängigkeit von der Art der Ver-
bindung der Planetenradsätze und der Positionen der Kupplung-
gen sowie der Bremsen in den Planetenradsätzen unterscheiden.
25 Es ist deshalb technisch möglich, die Anzahl der Betriebs-
stellungen und der Untersetzungsverhältnisse der Überset-
zungsvorrichtung nach der Notwendigkeit zu bestimmen, indem
die Anzahlen und Positionen der vom Motor eine Kraft aufneh-
menden Kupplungen sowie der die ausgewählten Glieder der
Übersetzungsvorrichtung stationär haltenden Bremsen geändert
30 werden, während dieselben Kombinationen von Gliedern der Pia-
netenradsätze, die permanent untereinander fest oder durch
Kupplungsmittel miteinander zu verbinden sind, aufrechterhal-
ten werden. Auf diese Weise kann das oben angesprochene Pro-
blem in einem gewissen Ausmaß gelöst werden, weil dieselbe
35 Grundanordnung der Planetengetriebesysteme für unterschied-
liche Bauformen von Übersetzungsvorrichtungen verwendet wer-
den kann. In diesem Fall ist es erwünscht, daß die Grundan-

1 ordnung des Planetengetriebesystems relativ kompakt sowie
klein bemessen gemacht wird und leicht herzustellen ist so-
wie das Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, das sich
im wesentlichen in Form einer geometrischen Progression, um
5 Schaltstöße zu reduzieren, ändert. Es ist auch erwünscht,
daß die Grundanordnung einen relativ großen Bereich von Un-
tersetzungsverhältnissen liefert, welcher ein Übersetzungs-
verhältnis ins Langsame von "1" oder nötigenfalls niedriger
einschließt.

10 Andererseits sind die in den oben angegebenen Schriften offen-
barten herkömmlichen Drehzahlwechselvorrichtungen nicht in
der Lage, eine Schnellgangposition, deren Untersetzungsver-
hältnis "1" oder niedriger ist, zu erstellen. Ferner zeigen
15 diese Veröffentlichungen nicht die Art einer Änderung der An-
ordnung der Kupplungen und Bremsen, so daß die durch die
Übersetzungsverrichtungen zur Verfügung gestellten Betriebs-
stellungen zu wechseln sind. Bei den herkömmlichen Überset-
zungsvorrichtungen ändern sich die Untersetzungsverhältnisse
20 der Betriebspositionen nicht immer in Form einer geometri-
schen Progression, so daß in ungünstiger Weise die Schalt-
stöße hervorgerufen werden, die den Fahrkomfort des Fahr-
zeugs verschlechtern.

25 Die DE-A-24 06 124 beschreibt eine Drehzahlwechselvorrichtung
mit den Merkmalen des Gattungsbegriffs des Patentanspruchs 1.

Abriß der Erfindung

30 Die vorliegende Erfindung wurde mit Blick auf die oben be-
schriebenen Situationen entwickelt. Es ist demzufolge ein
Ziel der Erfindung, eine Drehzahlwechselvorrichtung in
einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug zu schaffen,
die eine Grundanordnung besitzt, welche eine Mehrzahl von
35 Planetengetriebesätzen einschließt, so daß die Anordnung
ohne Schwierigkeiten Modifikationen zuläßt, um unterschied-
liche spezielle Ausgestaltungen zur Verfügung zu stellen,
die vielfältigen Anforderungen an verschiedenartige Typen

1 eines Automatikgetriebes des Fahrzeugs entsprechen.

Das obige Ziel kann gemäß dem Prinzip der vorliegenden Erfindung erreicht werden, die eine Drehzahlwechselvorrichtung in
5 einem Automatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug in Übereinstimmung mit dem Patentanspruch 1 schafft.

10 Sofern die zwei oben angegebenen Elemente untereinander fest gekoppelt sind, können diese beiden Elemente getrennte Elemente sein, welche durch eine geeignete Art und Weise aneinander befestigt sind. Alternativ können die beiden Elemente als ein einzelnes einteiliges Element ausgestaltet sein, welches zwei Funktionen, die den beiden Elementen entsprechen, erfüllt. Auch in diesem Fall werden die beiden Elemente in
15 Übereinstimmung mit dem Prinzip der Erfindung als fest untereinander durch Kopplungseinrichtungen verbunden interpretiert. Die oben angegebene Kupplungseinrichtung kann eine Kupplung sein, die eingerückt wird, um selektiv die entsprechenden Elemente, die oben genannt wurden, zu verbinden.

20 In der Drehzahlwechselvorrichtung dieser Erfindung mit dem oben beschriebenen Aufbau werden die Innenzahnräder des ersten und zweiten Planetenradsatzes immer oder momentan als eine Einheit gedreht oder stationär gehalten oder unabhängig von
25 einander gedreht oder stationär gehalten, wobei sie auf diese Weise als ein einteiliges stationäres Element, als separate stationäre Elemente, als ein einteiliges Antriebselement oder getrennte Antriebselemente, das/die mit dem Antriebsglied verbunden ist/sind, oder als ein einteiliges Antriebselement oder separate Antriebselemente, das/die mit dem
30 Abtriebsglied verbunden ist/sind, dienen. In gleichartiger Weise dienen das Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes und das Innenzahnrad des zweiten Planetenradsatzes als das einteilige stationäre Element oder separate stationäre Elemente, als das einteilige Antriebselement oder separate Antriebselemente oder als das einteilige Abtriebselement oder separate Abtriebselemente. Ferner dienen die Planetenradträger
35

1 des zweiten und dritten Planetenradsatzes als das einteilige
stationäre Element oder separate stationäre Elemente, als
das einteilige Antriebselement oder separate Antriebselemente
oder als das einteilige Abtriebselement oder separate Ab-
triebselemente. Darüber hinaus dienen die Sonnenräder des
5 zweiten und dritten Planetenradsatzes als das einteilige
stationäre Element oder separate stationäre Elemente, als
das einteilige Antriebselement oder separate Antriebselemen-
te oder als das einteilige Abtriebselement oder separate Ab-
triebselemente. Jedes der unabhängigen Elemente der Drehzahl-
10 wechselvorrichtung, wie z.B. der Planetenradträger des ersten
Planetensatzes, dient als ein unabhängiges stationäres
Antriebs- oder Abtriebselement der Vorrichtung. Somit wirken
die individuellen Planetenradsätze zusammen, um eine Drehbe-
15 wegung des Antriebsgliedes des Getriebes auf das Abtriebs-
glied mit unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen ins
Langsame (die ein Direktantrieb- und/oder Schnellgangver-
hältnis oder -verhältnisse einschließen können) für ein Vor-
wärts- oder Rückwärtsfahren des Fahrzeugs zu übertragen.
20 Letztlich trägt einer der drei Planetenradsätze dazu bei, das
Untersetzungsverhältnis ins Langsame der gewählten Betriebs-
position mit Ausnahme der direkten Antriebsposition, deren
Untersetzungsverhältnis gleich "1" ist, herzustellen. Die
erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung kann eingerich-
25 tet sein, um eine relativ große Anzahl von Betriebsstellun-
gen einschließlich von fünf bis sieben Vorwärtsantriebsstel-
lungen und einer bis zwei Rückwärtsantriebsstellungen zur
Verfügung zu stellen, was schrittweise Drehzahlwechsel über
einen relativ großen Bereich eines Übersetzungsverhältnisses
30 ins Langsame (d.h. ein relativ hohes Verhältnis des höch-
sten Untersetzungsverhältnisses zum niedrigsten Unterset-
zungsverhältnis) ermöglicht. Ferner können die von der Über-
setzungsvorrichtung zur Verfügung gestellten Untersetzungs-
verhältnisse so bestimmt werden, daß sie sich im wesentli-
35 chen in Form einer geometrischen Progression verändern.

1 Die erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung, die zwei
Einzelritzel-Planetenradsätze und den einen Doppelritzel-
Planetenradsatz einschließt, ergibt ein kompaktes Automatik-
getriebe, das ohne weiteres für verschiedene Anwendungsfälle
5 modifiziert werden kann und verbesserte Kraftübertragungskenn-
werte mit verminderten Schaltstößen bietet.

10 In einer Ausgestaltung der Erfindung sind Kupplungsmittel
zwischen dem ersten Sonnenrad und dem zweiten Innenzahnrad
vorgesehen, um diese zwei Bauteile nötigenfalls zu verbinden.
Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung sind Kupplungs-
mittel zur selektiven Verbindung des zweiten und dritten
15 Planetenradträgers vorhanden.

15 Kurzbeschreibung der Zeichnungen

Das obige Ziel und weitere Ziele, die Merkmale sowie die Vor-
teile dieser Erfindung werden bei Studium der folgenden de-
taillierten Beschreibung von derzeit bevorzugten Ausführungs-
formen der Erfindung, wenn diese im Zusammenhang mit den bei-
20 gefügten Zeichnungen betrachtet wird, deutlich. Es zeigen:

25 Fig. 1(a) eine schematische Darstellung eines Teils eines
Automatikgetriebes, das eine Ausführungsform einer Drehzahl-
wechselvorrichtung dieser Erfindung einschließt;

30 Fig. 1(b) eine Tabelle zu Betriebsstellungen der Überset-
zungsvorrichtung von Fig. 1(a) sowie von AN-AUS-Zuständen
von Kupplungen und Bremsen der Übersetzungsvorrichtung, um
deren Positionen herzustellen;

35 Fig. 2(a), 3, 4, 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a)
12(a), 13(a) und 14(a) schematische Darstellungen entsprechend
derjenigen der Fig. 1 von verschiedenen anderen Ausführungs-
formen der Erfindung;

1 Fig. 2(b), 5(b), 6(b), 7(b), 8(b), 9(b), 10(b), 11(b), 12(b),
13(b) und 14(b) Tabellen von Betriebspositionen der Überset-
zungsvorrichtungen der Ausführungsformen der Fig. 2(a), 5(a),
6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a), 12(a), 13(a) bzw. 14(a)
5 sowie von AN-AUS-Zuständen von Kupplungen und Bremsen der je-
weiligen Übersetzungsvorrichtungen.

Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

10 Es wird zuerst auf die Fig. 1(a) Bezug genommen, in der eine
Ausführungsform einer in einem Automatikgetriebe für ein
Kraftfahrzeug verwendeten Drehzahlwechselvorrichtung gezeigt
ist, welche einen ersten Planetenradsatz 1, einen zweiten
15 Planetenradsatz 2 und einen dritten Planetenradsatz 3 umfaßt.
Jeder der ersten und zweiten Planetenradsätze 1, 2 ist ein
Einzelritzel-Planetenradsatz, während der dritte Planeten-
radsatz 3 ein Doppelritzel-Planetenradsatz ist.

20 Im einzelnen besitzt der erste Planetenradsatz 1 ein erstes
Sonnenrad 1S, ein erstes Planetenritzel 1P, einen ersten Pla-
netenradträger 1C und ein erstes Innenzahnrad 1R. Das erste
Sonnen- und Innenzahnrad 1S, 1R sind in koaxialer Lagebezie-
hung zueinander angeordnet, während das erste Planetenritzel
25 1P drehbar vom ersten Planetenradträger 1C gelagert und
zwischen dem ersten Sonnen- sowie Innenzahnrad 1S, 1R angeord-
net ist, mit denen es kämmt. Der zweite Planetenradsatz 2
besitzt ein zweites Sonnenrad 2S, ein zweites Planetenritzel
2P, einen zweiten Planetenradträger 2C und ein zweites In-
nenzahnrad 2R. Das zweite Sonnen- und Innenzahnrad 2S, 2R
30 sind in koaxialer Lagebeziehung zueinander angeordnet, wäh-
rend das zweite Planetenritzel 2P vom zweiten Planetenrad-
träger 2C drehbar getragen wird und zwischen dem zweiten
Sonnen- sowie Innenzahnrad 2S, 2R angeordnet ist, mit denen
es kämmt.

35 Der dritte Planetenradsatz 3 besitzt ein drittes Sonnenrad 3S,
ein Paar von dritten Planetenritzeln 3P, die miteinander
kämmen, einen dritten Planetenradträger 3C und ein drittes

1 Innenzahnrad 3R. Der dritte Planetenradsatz 3 kann zwei oder
mehr Paare von dritten Planetenritzeln 3P enthalten. Das
Paar von dritten Planetenritzeln 3P wird vom dritten Plane-
tenradträger 3C drehbar gelagert und ist zwischen dem drit-
ten Sonnen- sowie Innenzahnrad 3S, 3R angeordnet. Das eine
5 der beiden dritten Planetenritzel 3P kämmt mit dem dritten
Sonnenrad 3S, während das andere Ritzel 3P mit dem dritten
Innenzahnrad 3R kämmt.

10 In dieser Drehzahlwechselvorrichtung sind das erste und dritte
Innenzahnrad 1R und 3R untereinander für eine Drehung als
eine Einheit gekoppelt, während eine dritte Kupplung K3 zwi-
schen dem ersten Sonnenrad 1S und dem zweiten Innenzahnrad 2R
vorgesehen ist, so daß die Räder 1S, 2R untereinander durch
15 die dritte Kupplung K3 zu verbinden sind. Ferner sind der
zweite Planetenradträger 2C und der dritte Planetenradträger
3C untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest ver-
bunden, während das zweite Sonnenrad 2S und das dritte Sonnen-
rad 3S untereinander zur Drehung als eine Einheit fest gekop-
pelt sind.

20 Geeignete Kupplungseinrichtungen sind zwischen den unterein-
ander, wie oben beschrieben wurde, verbundenen
Elementen vorgesehen. Die Kupplungseinrichtungen können eine
25 Hohlwelle, eine massive Welle, eine Kupplungstrommel oder
ein anderes Verbindungsglied, das in einem herkömmlichen Au-
tomatikgetriebe für ein Kraftfahrzeug verwendet wird, sein.

30 Eine Antriebswelle 4 ist mit einem (nicht dargestellten) Mo-
tor des Fahrzeugs über eine geeignete Kraftübertragungsein-
richtung, wie einem Drehmomentwandler und einer Flüssigkeits-
kupplung, verbunden. Zwischen der Antriebswelle 4 und dem
ersten Sonnenrad 1S ist eine erste Kupplung K1 zur selekti-
ven Verbindung der beiden Bauteile 4 und 1S vorgesehen. Fer-
35 ner befindet sich eine zweite Kupplung K2 zwischen der An-
triebswelle 4 und dem ersten Planetenradträger 1C zu deren
selektiver Verbindung. Jede der ersten, zweiten und dritten

1 Kupplungen K1, K2 und K3 kann eine Naß-Lamellenkupplung oder
eine Freilaufkupplung oder eine Kombination aus der Lamel-
lenkupplung und der Freilaufkupplung in Reihen- oder Paral-
lelschaltung miteinander verwenden. Diese Arten von Kupplun-
5 gen werden selektiv ein- und ausgerückt, um die geeigneten
Elemente untereinander zu verbinden und voneinander zu tren-
nen, und zwar durch eine hydraulisch betätigte Servo- oder
andere Betätigungs vorrichtung, die im allgemeinen in einem
10 Automatikgetriebe verwendet wird. Es sollte klar sein, daß
geeignete Verbindungs- oder Zwischenglieder, wie Kupplungs-
trommeln, für die Kupplungen K1, K2 und K3 vorgesehen werden
können, um den Raum innerhalb eines Getriebegehäuses 6 zum
Einbau der Bauelemente (Zahnräder und Träger) der drei Plane-
tenradsätze sicherzustellen.

15 Die Drehzahlwechselvorrichtung enthält ferner eine erste
Bremse B1, eine zweite Bremse B2 und eine dritte Bremse B3.
Die erste Bremse B1 wird angezogen, um den ersten Planetenrad-
träger 1C am Getriebegehäuse 6 festzulegen. Die zweite
20 Bremse B2 wird angezogen, um das erste und dritte Innenzahn-
rad 1R, 3R am Getriebegehäuse 6 festzuhalten, während die
dritte Bremse B3 angezogen wird, um das zweite und dritte
Sonnenrad 2S, 3S am Gehäuse 6 festzulegen. Für jede der
Bremsen B1, B2 und B3 kann eine Naß-Lamellenbremse, eine
25 Bandbremse, eine Freilaufkupplung oder eine Kombination dar-
aus verwendet werden. Diese Typen von Bremsen werden angezogen
und gelöst, um durch eine hydraulisch betätigte Servo- oder
andere Betätigungs vorrichtung, die im allgemeinen im Auto-
matikgetriebe verwendet wird, die entsprechenden Bauelemente.
30 selektiv zu blockieren. In der Praxis können geeignete Ver-
bindungsmittel zwischen den Bremsen B1, B2, B3 und den
zugeordneten, zu blockierenden Bauelementen oder zwischen
den Bremsen und dem Getriebegehäuse 6 vorgesehen werden.

35 Mit dem zweiten und dritten Planetenradträger 2C und 3C des
zweiten sowie dritten Planetenradsatzes 2, 3 ist eine Abtriebs-
welle 5 verbunden, die dazu dient, eine Drehbewegung von der

1 Übersetzungsvorrichtung oder dem Getriebe auf eine Kardanwelle oder ein Vorgelegegetriebe (die nicht dargestellt sind) eines Kraftfahrzeugs zu übertragen.

5 Die erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung mit dem oben beschriebenen Aufbau besitzt acht Betriebsstellungen, d.h. sieben Vorwärts-Antriebsstellungen (1. Gang, 2. Gang, 3. Gang, 4. Gang, 5. Gang, 6. Gang und 7. Gang) und eine Rückwärts-Antriebsstellung. Wie in der Tabelle der Fig. 1(b) angegeben ist, werden diese acht Stellungen selektiv durch gleichzeitiges Einrücken von drei Reibschlußvorrichtungen, die aus der ersten, zweiten sowie dritten Kupplung K1 - K3 und der ersten, zweiten sowie dritten Bremse B1 - B3 ausgewählt werden, hergestellt. Die in Fig. 1(b) gezeigte Tabelle gibt auch die Untersetzungsverhältnisse (Drehzahl der Antriebswelle 4/Drehzahl der Abtriebswelle 5) der jeweiligen Betriebsstellungen der Übersetzungsvorrichtung und deren spezielle Werte, die bei der erfindungsgemäßen Ausführungsform erlangt werden, wobei die Planetenradsätze 1, 2 und 3 jeweilige Übersetzungsverhältnisse $\varphi_1 = 0,317$, $\varphi_2 = 0,379$ und $\varphi_3 = 0,320$ haben, an. In der Tabelle sind die eingerückten Kupplungen und angezogenen Bremsen durch die Symbole "o" gekennzeichnet. Jede Betriebsstellung der Drehzahlwechselvorrichtung wird im einzelnen beschrieben.

25

1. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 1. Gangstellung der Drehzahlwechselvorrichtung wird be werkstellt oder gewählt, indem die erste und dritte Kupplung K1, K3 sowie die erste Bremse B1 gleichzeitig angezogen werden. Unter dieser Bedingung werden das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 verbunden, während der erste Planetenradträger 1C am Getriebege häuse 6 festgelegt wird. Im ersten Planetenradsatz 1 wird das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 gedreht, wobei der erste Planetenradträger 1C blockiert ist, so daß das erste Ringrad 1R in der zur Drehrichtung der Antriebswelle 4 ent-

1 gesetzten Rückwärtsrichtung mit einer Geschwindigkeit ge-
2 dreht wird, die niedriger als die Drehzahl der Antriebswelle
3 ist. Diese Rückwärtsdrehung des ersten Ringrades 1R wird
4 auf das dritte Ringrad 3R des dritten Planetenradsatzes über-
5 tragen. Als Ergebnis wird das dritte Sonnenrad 3S in dersel-
6 ben Rückwärtsrichtung wie das dritte Innenzahnrad 3R gedreht,
7 weil der dritte Planetenradträger 3C mit der Abtriebswelle 5
8 verbunden ist, wobei eine Last auf den Planetenradträger 3C
9 aufgebracht wird. Im zweiten Planetenradsatz 2 wird anderer-
10 seits das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 ge-
11 dreht, während das zweite Sonnenrad 2S, das mit dem dritten
12 Sonnenrad 3S fest verbunden ist, in der Rückwärtsrichtung
13 gedreht wird, wodurch der zweite Planetenradträger 2C und
14 der mit diesem verbundene dritte Planetenradträger 3C in der
15 Vorwärtsrichtung, d.h. in der Drehrichtung der Antriebswelle
16 4, gedreht werden. Folglich wird die mit dem zweiten und
17 dritten Planetenradträger 2C, 3C verbundene Abtriebswelle
18 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl
19 der Antriebswelle 4 erheblich verminderter Drehzahl ge-
20 dreht, d.h. mit dem höchsten Untersetzungsverhältnis unter
21 den sieben Vorwärts-Antriebsstellungen. Das Untersetzungs-
22 verhältnis des in diese 1. Gangstellung gebrachten Getriebes
23 wird durch $(\varphi_2 + \varphi_3) / (\varphi_3 - \varphi_1 \varphi_2)$ dargestellt und sein
24 spezieller Wert ist in dieser Ausführungsform 3,498.

25

2. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 2. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch
gleichzeitiges Einrücken bzw. Anziehen der ersten sowie drit-
ten Kupplungen K1, K3 und der zweiten Bremse B2 bewerkstel-
30 ligt. Mit anderen Worten benötigt der Schaltvorgang von der
1. Gangstellung zur 2. Gangstellung das Lösen der ersten
Bremse B1 und das Anziehen der zweiten Bremse B2. In diesem
Zustand trägt der erste Planetenradsatz 1 nicht zu irgend-
35 einem Untersetzungsbetrieb bei, weil der erste Planetenrad-
träger 1C sowohl von der Antriebswelle 4 als auch vom Ge-
triebegehäuse 6 gelöst ist. Andererseits wird im zweiten Pla-

1 netenradsatz 2 das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebs-
welle 4 gedreht, wobei von der Abtriebswelle 5 auf den zweiten
5 Planetenradträger 2C eine Last aufgebracht wird, und dadurch
wird das zweite Sonnenrad 2S, wie oben beschrieben wurde,
in der Rückwärtsrichtung gedreht. Diese Rückwärtsdrehung des
zweiten Sonnenrades 2S wird auf das dritte Sonnenrad 3S des
dritten Planetenradsatzes 3 übertragen.

10 Wenn das dritte Innenzahnrad 3 durch die zweite Bremse B2
am Getriebegehäuse 6 festgelegt wird, wird der dritte Plane-
tenradträger 3C in der Vorwärtsrichtung gedreht, falls das
dritte Sonnenrad 3S in der Rückwärtsrichtung gedreht wird.
Diese Vorwärtsdrehung des dritten Planetenradträgers 3C wird
auf den mit diesem fest verbundenen zweiten Planetenradträger
15 2C übertragen. Deshalb werden im zweiten Planetenradsatz 2
das zweite Innenzahnrad 2R und die Antriebswelle 4 gleich-
zeitig gedreht, und das zweite Sonnenrad 2S wird in der Rück-
wärtsrichtung gedreht, während dem zweiten Planetenradträger 2
eine Drehung in der Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich
20 zur Drehzahl der Antriebswelle 4 relativ reduzierten Drehzahl
vermittelt wird. Kurz ausgedrückt heißt das, die Drehbewegung
der Antriebswelle 4 wird auf die Abtriebswelle 5 in einer
untersetzenden Weise übertragen, wobei der zweite und drit-
te Planetenradsatz 2, 3 wesentlich zur Erhöhung des Unter-
25 setzungsverhältnisses der Getriebevorrichtung beitragen. Das
durch das Getriebe in dieser 2. Gangstellung gelieferte Un-
tersetzungsverhältnis wird durch $(\varphi_3 + \varphi_2)/\varphi_3$ wiedergege-
ben, und sein spezieller Wert ist bei der in Rede stehenden
Ausführungsform 2,184.

30 3. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 3. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch
gleichzeitiges Einrücken bzw. Anziehen der ersten sowie drit-
ten Kupplung K1, K3 und der dritten Bremse B3 hergestellt.
35 Das heißt, daß der Schaltvorgang von der 2. Gangstellung zur
3. Gangstellung das Lösen der zweiten Bremse B2 und das An-
ziehen der dritten Bremse B3 erfordert. Unter dieser Bedin-

1 gung wird das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 für
2 eine Drehung als eine Einheit verbunden, während das zweite
3 und dritte Sonnenrad 2S, 3S am Getriebegehäuse 6 festgehalten
4 werden. In dieser 3. Gangstellung trägt weder der erste Pla-
5 netenradsatz 1 noch der dritte Planetenradsatz 3 zu irgend-
6 einem Untersetzungsvorgang bei, weil der erste Planetenrad-
7 träger 1C von sowohl der Antriebswelle 4 als auch dem Getrie-
8 begehäuse 6 gelöst ist und das dritte Innenzahnrad 3R vom
9 Getriebegehäuse 6 getrennt ist. Im zweiten Planetenradsatz 2
10 wird das zweite Innenzahnrad 2R mit der Antriebswelle 4 ge-
11 dreht, während das zweite Sonnenrad 2S durch die dritte Brem-
12 se B3 blockiert wird, wodurch der zweite Planetenradträger
13 2C und die mit diesem verbundene Abtriebswelle 5 in der Vor-
14 wärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl der An-
15 triebswelle 4 relativ verminderten Drehzahl gedreht werden.
Das Untersetzungsverhältnis der Übersetzungsvorrichtung, die
in die 3. Gangstellung gebracht ist, wird durch $1 + \varrho_2$ wieder-
gegeben, und sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungs-
form 1,379.

20

4. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

25 Die 4. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch
gleichzeitiges Einrücken der ersten, zweiten und dritten Kup-
plungen K1, K2 sowie K3 und Lösen von allen Bremsen B1, B2
sowie B3 bewerkstellt. Das bedeutet, daß der Schaltvorgang
von der 3. Gangstellung zur 4. Gangstellung das Lösen der
dritten Bremse B3 und das Anziehen der zweiten Kupplung K2
erfordert. In dieser vierten Gangstellung werden das erste
30 Sonnenrad 1S sowie der erste Planetenradträger 1C des ersten
Planetensatzes 1 und das zweite Innenzahnrad 2R des zweien
Planetensatzes 2 alle mit der Antriebswelle 4 verbun-
den. Als Ergebnis wird der erste Planetenradsatz als Ganzes
in der Vorwärtsrichtung mit derselben Drehzahl wie die Dreh-
zahl der Antriebswelle 4 gedreht, und die Vorwärtsdrehung
35 des ersten Innenzahnrades 1R wird auf das dritte Innenzahn-
rad 3R des dritten Planetensatzes 3 übertragen. Da das zweie
sowie dritte Sonnenrad 2S, 3S und der zweite sowie dritte

1 Planetenradträger 2C, 3C jeweils für eine Drehung als eine
Einheit fest verbunden sind, wird der gesamte Aufbau aus
dem zweiten sowie dritten Planetenradsatz 2, 3 in der Vor-
wärtsrichtung mit der zur Drehzahl der Antriebswelle 4 glei-
5 chen Drehzahl gedreht, wenn das zweite und dritte Innenzahn-
rad 2R, 3R gleichzeitig mit der Antriebswelle 4 gedreht wer-
den. Kurz gesagt heißt das, daß die Drehbewegung der Antriebs-
welle 4 unmittelbar auf die Abtriebswelle 5 übertragen wird,
wobei die drei Planetenradsätze 1, 2 und 3 als eine Einheit
10 drehen. In diesem Fall ist das Untersetzungsverhältnis der
Übersetzungsvorrichtung gleich "1".

5. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

15 Die 5. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch
gleichzeitiges Anziehen der zweiten Kupplung K2, der dritten
Kupplung K3 und der dritten Bremse B3 hergestellt. Das heißt,
daß der Schaltvorgang von der 4. Gang- zur 5. Gangstellung
das Lösen der ersten Kupplung K1 und das Anziehen der dritten
Bremse B3 erfordert. Unter dieser Bedingung wird der erste
20 Planetenradsatz 1 so eingerichtet, daß das erste Sonnenrad 1S
in der Vorwärtsrichtung mit einer höheren Drehzahl als der
Drehzahl der Antriebswelle 4 und daß das erste Innenzahnrad
1R in der Vorwärtsrichtung mit einer niedrigeren Drehzahl als
der Drehzahl der Antriebswelle 4 gedreht werden. Im zweiten und
25 dritten Planetenradsatz 2 und 3, in welchen die beiden Plane-
tenradträger 2C, 3C und die beiden Sonnenräder 2S, 3S jeweils
fest untereinander verbunden sind, wird das zweite Innenzahn-
rad 2R in der Vorwärtsrichtung mit einer gegenüber der Dreh-
zahl der Antriebswelle 4 höheren Drehzahl und das dritte In-
30 nenzahnrad 3R in der Vorwärtsrichtung mit einer Drehzahl ge-
dreht, die niedriger ist als diejenige der Antriebswelle 4.
Demzufolge werden der zweite und dritte Planetenradträger 2C,
3C sowie die damit verbundene Abtriebswelle 5 in der Vorwärts-
richtung mit einer Drehzahl gedreht, die höher ist als die-
35 jenige der Antriebswelle 4. Somit wird die Drehbewegung der
Antriebswelle 4 auf die Abtriebswelle 5 mit dem in die
5. Schnellgangposition geschalteten Getriebe übertragen. Das

1 Untersetzungsverhältnis des Getriebes wird in dieser Stellung durch $(1 + \varrho_1 + \varrho_1 \varrho_2 - \varrho_3) / (1 + \varrho_1)$ wiedergegeben, und sein spezieller Wert bei der vorliegenden Ausführungsform ist 0,848.

5

6. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 6. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch gleichzeitiges Einrücken der ersten sowie zweiten Kupplung K1, K2 und Anziehen der dritten Bremse B3 erreicht. Das heißt, 10 daß der Schaltvorgang von der 5. Gang- zur 6. Gangstellung das Lösen der dritten Kupplung K3 und das Einrücken der ersten Kupplung K1 erfordert. Da sowohl das erste Sonnenrad 1S als auch der erste Planetenradträger 1C durch die Kupplungen K1, K2 mit der Antriebswelle 4 verbunden sind, wird der erste 15 Planetenradsatz als Ganzes gleichzeitig mit der Antriebswelle 4 in der gleichen Richtung (Vorwärtsrichtung) wie die Drehrichtung der Antriebswelle 4 gedreht. Als Ergebnis wird die Vorwärtsdrehung des ersten Innenzahnrades 1R auf das mit diesem verbundene dritte Innenzahnrad 3R übertragen.

20 Deshalb wird im dritten Planetenradsatz 3 das dritte Innenzahnrad 3R in der Vorwärtsrichtung mit derselben Drehzahl wie die Antriebswelle 4 gedreht, wobei das dritte Sonnenrad 3S durch die dritte Bremse B3 blockiert wird, so daß der dritte 25 Planetenradträger 3C und die damit verbundene Abtriebswelle 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer Drehzahl gedreht werden, die höher als die Drehzahl der Antriebswelle 4 ist.

30 In diesem Fall trägt der zweite Planetenradsatz 2 nicht zu irgendeinem Untersetzungs vorgang wegen einer Trennung zwischen dem zweiten Innenzahnrad 2R und dem ersten Sonnenrad 1S aufgrund des Lösens der dritten Kupplung K3 bei. Das bedeutet, daß die Drehbewegung der Antriebswelle 4 auf die Abtriebswelle 5 so übertragen wird, daß die Drehzahl der Antriebswelle 4 wesentlich durch den dritten Planetenradsatz 3 erhöht wird. Das Untersetzungsverhältnis des in die 6. Gangstellung 35 versetzten Getriebes wird durch $1 - \varrho_3$ wiedergegeben, und sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungsform 0,680.

1 7. Gang-Vorwärts-Antriebsstellung

Die 7. Gangstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch gleichzeitiges Einrücken der zweiten Kupplung K2, der dritten Kupplung K3 und Anziehen der zweiten Bremse B2 bewerkstelligt.

5 Das heißt, daß der Schaltvorgang von der 5. Gangstellung zur 7. Gangstellung das Lösen der dritten Bremse B3 und das Anziehen der zweiten Bremse B2 erfordert. Unter dieser Bedingung ist der erste Planetenradsatz 1 so eingerichtet, daß der erste Planetenradträger 1C mit der Antriebswelle 4 gedreht wird, wobei das erste Innenzahnrad 1R durch die zweite Bremse B2 blockiert ist, so daß das erste Sonnenrad 1S in der Vorwärtsrichtung mit einer im Vergleich zur Drehzahl der Antriebswelle 4 erheblich erhöhten Geschwindigkeit gedreht wird.

10 Die Vorwärtsdrehung mit hoher Geschwindigkeit des ersten Sonnenrades 1S wird auf das zweite Innenzahnrad 2R durch die dritte Kupplung K3 übertragen. Im zweiten Planetenradsatz 2 wird andererseits das zweite Sonnenrad 2S in der Rückwärtsrichtung gedreht, wenn das zweite Innenzahnrad 2R eine Drehung in der Vorwärtsrichtung ausführt, weil eine Last von der Antriebswelle 5 auf den damit verbundenen zweiten Planetenradträger 2C aufgebracht wird. Die Rückwärtsdrehung des zweiten Sonnenrades 2S bewirkt ein Drehen des dritten Sonnenrades 3S in derselben Rückwärtsrichtung. Im dritten Planetenradsatz 3 wird deshalb der dritte Planetenradträger 3C in der Vorwärtsrichtung gedreht, weil das dritte Sonnenrad 3S mit dem dritten, durch die zweite Bremse B2 blockierten Innenzahnrad 3R in der Rückwärtsrichtung gedreht wird. Demzufolge werden das zweite Innenzahnrad und der zweite Planetenradträger 2R, 2C in der Vorwärtsrichtung mit einer sehr viel höheren Drehzahl als die Antriebswelle 4 gedreht, während das zweite Sonnenrad 2S in der Rückwärtsrichtung gedreht wird. Somit wird die mit dem zweiten sowie dritten Planetenradträger 2C, 3C verbundene Abtriebswelle 5 in der Vorwärtsrichtung mit einer erheblich im Vergleich zur Drehzahl der Antriebswelle 4 erhöhten Drehzahl gedreht. Das Untersetzungsverhältnis des in diese 7. Gangstellung versetzten Getriebes wird durch

1 $\varrho_1 (\varrho_2 + \varrho_3) / \varrho_3 (1 + \varrho_1)$ wiedergegeben, und sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungsform 0,526.

Rückwärts-Antriebsstellung

5 Die Rückwärts-Antriebsstellung der Übersetzungsvorrichtung wird durch gleichzeitiges Einrücken der ersten Kupplung K1 und Anziehen der ersten Bremse B1 sowie der dritten Bremse B3 hergestellt. Im einzelnen wird das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 durch die erste Kupplung K1 verbunden, 10 während der erste Planetenradträger 1C und das zweite sowie dritte Sonnenrad 2S, 3S am Getriebegehäuse 6 durch die erste und dritte Bremse B1, B3 festgehalten werden. In dem ersten Planetenradsatz 1 wird deshalb das erste Sonnenrad 1S mit der Antriebswelle 4 gedreht, wobei der erste Planetenradträger 1C blockiert ist, wodurch das erste Innenzahnrad 1R in der Rückwärtsrichtung mit einer gegenüber der Drehzahl der Antriebswelle 4 niedrigeren Drehzahl gedreht wird. Diese Rückwärtsdrehung mit niedriger Drehzahl des ersten Innenzahnrades 1R wird auf das dritte Innenzahnrad 3R, das mit dem ersten Innenzahnrad 1R in fester Verbindung ist, übertragen. Da das 20 dritte Innenzahnrad 3R rückwärts gedreht wird, wobei das dritte Sonnenrad 3S durch die Bremse B3 blockiert ist, werden der dritte Planetenradträger 3C und die damit verbundene Antriebswelle 5 in der Rückwärtsrichtung mit einer relativ niedrigen Geschwindigkeit gedreht. In diesem Fall trägt der zweite Planetenradsatz 2 nicht zu irgendeinem Untersetzungs- 25 vorgang wegen einer Lösung zwischen dem zweiten Innenzahnrad 2R und dem ersten Sonnenrad 1S bei. Das Untersetzungsverhältnis des in diese Rückwärts-Antriebsstellung versetzten Getriebes wird durch $-(1 - \varrho_3) / \varrho_1$ wiedergegeben, und sein spezieller Wert ist bei dieser Ausführungsform -2,144.

35 Aus der obigen Beschreibung wird deutlich, daß die durch die Erfindungsgemäße Drehzahlwechselvorrichtung erzeugten Übersetzungsverhältnisse ins Langsame, wenn die Vorrichtung in die 1. Gang- bis 4. Gangstellung geschaltet ist, so bestimmt sind, daß sie sich nahezu in Form einer geometrischen Progres-

1 sion verändern. Das bedeutet, daß das Verhältnis der Drehzah-
len des Motors vor und nach jedem Schaltvorgang nahezu auf
einem konstanten Wert gehalten wird, was ein ruhiges und
schwierigkeitsloses Hoch- und Herunterschalten des Automatik-
5 getriebes zuläßt.

Ferner hat die erfindungsgemäße Übersetzungsvorrichtung die
5. Gang- und 6. Gangstellung als Schnellgangstellungen, die
jeweilige Untersetzungsverhältnisse von etwa 0,848 und
10 0,68 aufweisen, welche innerhalb eines praktisch zulässigen
Bereichs gehalten sind. Diese Schnellgangstellungen eliminie-
ren einen unnötigen Anstieg in der Drehzahl des Motors während
eines Hochgeschwindigkeitsfahrens des Fahrzeugs, während ein
15 hoher Grad einer Beschleunigungsleistung, eine verbesserte
Kraftstoffausnutzung und ein geräuschloses Fahren des Fahr-
zeugs gewährleistet werden.

Darüber hinaus erfordert jeglicher Schaltvorgang der Über-
20 setzungsvorrichtung von einer aus den sechs Vorwärts-Antriebs-
stellungen (1. Gang- bis 6. Gangstellung) zur benachbarten
Vorwärts-Antriebsstellung (mit Ausnahme für die 7. Gangstel-
lung) lediglich ein Lösen von einer der sechs Kupplungsvorrich-
tungen einschließlich der Kupplungen und Bremsen K1 - K3,
25 B1 - B3 sowie ein Einrücken einer anderen Kupplungsvorrich-
tung. Das bedeutet, daß alle Schaltvorgänge durch Lösen von
einer der drei eingerückten Kupplungsvorrichtungen und Ein-
rücken von einer der drei ausgerückten Kupplungsvorrichtungen
bewirkt werden. Folglich kann die Übersetzungsvorrichtung
30 oder das Getriebe ruhig und ohne Schwierigkeiten mit ver-
gleichsweise verminderten Schaltstößen hoch- und herunterge-
schaltet werden. Selbst wenn die Übersetzungsvorrichtung
von der 5. Gang- zur 7. Gangstellung anstelle der 6. Gang-
stellung geschaltet wird, so erfordert der Schaltvorgang le-
diglich ein Lösen und Anziehen von zwei geeigneten Kopplungs-
35 vorrichtungen (B3 und B2).

1 Es ist auch darauf hinzuweisen, daß die erfindungsgemäße
Drehzahlwechselvorrichtung in ihrer Konstruktion vergleichs-
weise einfach ist, weil die Übersetzungsvorrichtung ledig-
lich drei Planetenradsätze 1, 2 und 3 aufweist, die jeweili-
5 ge Übersetzungsverhältnisse haben, welche innerhalb eines
passenden Bereichs von 0,32 - 0,38 gehalten werden. Demzu-
folge kann die Übersetzungsvorrichtung relativ kompakt und
klein bemessen konstruiert werden, was auf die ausreichend
verminderten radialen Abmessungen der drei Planetenradsätze
10 mit den in geeigneter Weise bestimmten Übersetzungsverhäl-
tnissen zurückzuführen ist. Ferner können die relativen Umlauf-
geschwindigkeiten der Planetenritzel 1P, 2P und 3P mit Bezug
zu den Planetenradträgern 1C, 2C und 3C ausreichend vermin-
dert werden.

15 Aus der Tabelle der Fig. 1(b) wird ersichtlich, daß alle drei
Planetenradsätze 1, 2, 3 nicht die Drehzahlerhöhungs-/ -re-
duzierfunktionen für alle der Vorwärts- und Rückwärts-Antriebs-
stellungen des Getriebes ausführen. Das bedeutet, daß wenig-
20 stens einer der Planetenradsätze 1, 2, 3 in Abhängigkeit von
dem gegenwärtigen Zustand des Einrückens und Lösens der Kupp-
lungen und Bremsen zu einer Erhöhung oder Verminderung der
Drehzahl der Antriebswelle 4 beiträgt. Aus der obigen Be-
schreibung folgt, daß gewünschte Betriebsstellungen der Über-
25 setzungsvorrichtung hergestellt werden können, indem selektiv
die passenden Elemente der Planetenradsätze durch Einrücken ge-
eigneter Kupplungsmittel, wie der dritten Kupplung K3, wenn
dies notwendig ist, verbunden werden, anstatt diese Elemente
mittels beispielsweise einer Kupplungstrommel fest zu verbin-
30 den. Bei der dargestellten Ausführungsform ist das erste
Sonnenrad 1S des ersten Planetenradsatzes 1 mit dem zweiten
Innenzahnrad 2R vom zweiten Planetenradsatz 2 mit Hilfe der
dritten Kupplung K3 zu verbinden.

35 In der Fig. 2 ist eine Drehzahlwechselvorrichtung gezeigt, die
eine zusätzliche vierte Kupplung K4 enthält, welche vorge-
sehen ist, um selektiv das dritte Sonnenrad 3S und den drit-

1 ten Planetenradträger 3C des dritten Planetenradsatzes zu ver-
binden. In dieser Übersetzungsvorrichtung werden der zweite
sowie dritte Planetenradsatz 2, 3 als eine Einheit gedreht,
wenn die vierte Kupplung K4 eingerückt ist, weil das dritte
5 Sonnenrad 3S sowie der dritte Planetenradträger 3C und das
zweite Sonnenrad 2S sowie der zweite Planetenradträger 2C je-
weils miteinander durch Einrücken der vierten Kupplung K4
verbunden oder vereinigt sind. Wie in der Tabelle der Fig. 2(b)
angegeben ist, wird eine Gesamtheit von sieben Vorwärts-An-
10 triebstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch
das Vorsehen der vierten Kupplung K4 zur Verfügung gestellt.

15 Wie oben beschrieben wurde, ist die Drehzahlwechselvorrichtung
der Fig. 1(a) so konstruiert, daß das zweite und dritte Sonnen-
rad 2S, 3S sowie der zweite und dritte Planetenradträger 2C,
3C jeweils aneinander für eine Drehung als eine Einheit ge-
koppelt sind. Demzufolge können der zweite und dritte Planeten-
radsatz 2, 3 durch einen Ravigneaux-Planetengetriebesatz 7 er-
setzt werden, der ein einziges Sonnenrad 2S (3S), einen einzi-
20 gen Planetenritzelträger 2C (3C) und zwei Innenzahnräder 2R
sowie 3R besitzt, wie in Fig. 3 gezeigt ist. Die Übersetzungsvor-
richtung dieser Art arbeitet, um die sieben Vorwärts- und
die eine Rückwärts-Antriebsstellungen gemäß der Tabelle der
Fig. 1(b) herzustellen.

25 In gleichartiger Weise können der zweite und dritte Planetenrad-
satz 2, 3 der Drehzahlwechselvorrichtung von Fig. 2(a) durch
einen Ravigneaux-Planetengetriebesatz 7 ersetzt werden, wie er
bei der gerade oben beschriebenen Ausführungsform der Fig. 3
30 zur Anwendung kommt. Die auf diese Weise abgewandelte Über-
setzungsvorrichtung, die in Fig. 4 gezeigt ist, arbeitet so,
daß die sieben Vorwärts-Antriebsstellungen und die zwei
Rückwärts-Antriebsstellungen gemäß der Tabelle der Fig. 2(b)
hergestellt werden.

35

1 Bei den dargestellten Ausführungsformen der Fig. 1(a) und
2(a) ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem ersten Sonnen-
rad 1S und dem zweiten Innenzahnrad 2R vorgesehen, während
der zweite Planetenradträger 2C fest mit dem dritten Planeten-
radträger 3C verbunden ist. Es ist jedoch möglich, daß das
5 erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R fest unterein-
ander verbunden werden, während geeignete Kupplungsmittel
zwischen dem zweiten und dritten Planetenradträger 2C, 3C vor-
gesehen werden. Ein Beispiel dieser Anordnung wird unter Bezug-
10 nahme auf die Fig. 5(a) beschrieben.

Ein Drehzahlwechselgetriebe der Fig. 5(a) ist eine Abwandlung
der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 1(a), bei welcher das
erste Sonnenrad 1S mit dem zweiten Innenzahnrad 2R fest gekop-
15 pelt und die fünfte Kupplung K5 vorgesehen ist, um selektiv
den zweiten Planetenradträger 2C und den dritten Planetenrad-
träger 3C zu verbinden. Die derart modifizierte Übersetzungs-
vorrichtung ist imstande, sieben Vorwärts-Antriebsstellungen
und eine Rückwärts-Antriebsstellung gemäß der Tabelle der
20 Fig. 5(b) herzustellen.

Die Fig. 6(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 2(a) ist,
bei welcher das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahn-
rad 2R untereinander fest verbunden sind und die fünfte Kupplung
25 K5 dazu vorgesehen ist, selektiv den zweiten Planetenradträger
2C und den dritten Planetenradträger 3C zu verbinden.
Die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 6(a) ist imstande,
sieben Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen ge-
30 mäß der Tabelle der Fig. 6(b) herzustellen.

Die vierte, in den Übersetzungsvorrichtungen der Fig. 2(a),
4, 6(a) vorgesehene Kupplung K4 wird eingerückt, um das zweite
Sonnenrad und den zweiten Planetenradträger 2S, 2C zu ver-
35 binden und dadurch die gesamte Konstruktion des zweiten Pla-
netenradsatzes 2 als Einheit auszubilden, und um das dritte
Sonnenrad sowie den dritten Planetenradträger 3S, 3C zu ver-

1 binden und dadurch die gesamte Konstruktion des dritten Plane-
tenradsatzes 3 zu vereinigen. Gemäß dieser Erfindung können
zusätzliche Kupplungsmittel vorgesehen werden, um die gesamte
Konstruktion des ersten Planetenradsatzes 1 zu einer Einheit zu
5 machen.

Die Fig. 7(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 1(a) ist,
bei welcher eine zusätzliche sechste Kupplung K6 vorgesehen
10 ist, um selektiv das erste Sonnenrad 1S und das erste Innenzahn-
rad 1R zu verbinden. Da die gesamte Konstruktion des ersten
Planetensatzes 1 durch Einrücken der sechsten Kupplung K6
zu einer Einheit gemacht werden kann, wird die zwischen der
15 Antriebswelle 4 und dem ersten Planetenradträger vorgesehene
Kupplung K2 eliminiert. Die Übersetzungsvorrichtung der
Fig. 7(a) ist imstande, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und
eine Rückwärts-Antriebsstellung herzustellen, indem gleich-
zeitig drei Kopplungsvorrichtungen, die aus den drei Kupplun-
20 gen K1, K3, K6 und den drei Bremsen B1 - B3 entsprechend der
Tabelle der Fig. 7(b) ausgewählt werden, angezogen werden.

Eine in Fig. 8(b) dargestellte Drehzahlwechselvorrichtung
ist eine Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 2(a),
bei welcher die sechste Kupplung K6 vorgesehen ist, um das
25 erste Sonnenrad 1S und das erste Innenzahnrad 1R selektiv zu
verbinden. Bei dieser Anordnung ist die zweite Kupplung K2
eliminiert und der Ort der vierten Kupplung K4 verändert, so
daß das dritte Sonnenrad 3S und der dritte Planetenradträger
3C durch die vierte Kupplung K4 untereinander zu verbinden
30 sind. Die Übersetzungsvorrichtung von Fig. 8(e) liefert fünf
Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen, die durch
gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungsvorrichtungen, die
aus den vier Kupplungen K1, K3, K4, K6 und den drei Bremsen
35 B1, B2, B3 entsprechend der Tabelle der Fig. 8(b) ausge-
wählt werden, hergestellt werden.

1 Aus den Tabellen der Fig. 7(b) und 8(b) wird ersichtlich, daß
die erste Kupplung K1 einer jeden Drehzahlwechselvorrichtung
der Fig. 7(a) und 8(a) für alle Vorwärts- und Rückwärts-An-
triebsstellungen eingerückt wird. Deshalb ist es möglich,
5 die erste Kupplung K1 dieser Übersetzungsvorrichtungen wegzulassen, indem die Antriebswelle 4 am ersten Sonnenrad 1S des
ersten Planetenradsatzes 1 fest angebracht wird. Eine Drehzahl-
wechselvorrichtung, die in Fig. 9(a) gezeigt ist, ist eine
10 Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 7(a), bei wel-
cher die erste Kupplung K1 durch eine feste Verbindung des
ersten Sonnenrades 1S und der Antriebswelle 4 untereinander
eliminiert wird. Wie in der Tabelle der Fig. 9(b) angegeben
ist, liefert die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 9(a) fünf
15 Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstel-
lung, die durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungs-
vorrichtungen, die aus den zwei Kupplungen K3, K6 und den drei
Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, hergestellt werden.

20 Die Fig. 10(a) zeigt eine Drehzahlwechselvorrichtung, die eine
Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 8(a) ist, bei
welcher die erste Kupplung K1 eliminiert wird, indem das erste
Sonnenrad 1S und die Antriebswelle 4 fest gekoppelt werden.
Wie in der Tabelle der Fig. 10(b) angegeben ist, werden fünf
25 Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleich-
zeitiges Einrücken von zwei Kopplungsvorrichtungen bewerkstel-
ligt, die aus den drei Kupplungen K3, K4, K6 und den drei
Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden.

30 Die Drehzahlwechselvorrichtung der Fig. 5(a) ist als eine Ab-
wandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 1(a) vorgesehen,
indem die dritte Kupplung K3 der Übersetzungsvorrichtung von
Fig. 1(a) weggelassen und die fünfte Kupplung K5 für eine selek-
tive Verbindung zwischen dem zweiten sowie dritten Planeten-
radträger 2C, 3C zugefügt wird. Die Drehzahlwechselvorrichtung
35 der Fig. 6(a) wird durch Modifizieren der Übersetzungsvorrich-
tung der Fig. 2(a) in derselben Weise, wie oben beschrieben
wurde, gebildet. Diese Abwandlung, bei welcher die dritte

1 Kupplung K3 durch die fünfte Kupplung K5 ersetzt wird, kann auf die Übersetzungsvorrichtungen der Fig. 7(a) und 8(a) angewendet werden.

5 Eine in Fig. 11(a) gezeigte Drehzahlwechselvorrichtung ist eine Abwandlung der Fig. 7(a), wobei die dritte Kupplung K3 eliminiert wird, indem das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R untereinander fest gekoppelt werden, und wobei die fünfte Kupplung K5 vorgesehen ist, um selektiv den zweiten und dritten Planetenradträger 2C, 3C zu verbinden. Diese Übersetzungsvorrichtung, die die drei Kupplungen K1, K5, K6 und die drei Bremsen B1 - B3 enthält, ist imstande, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung entsprechend der Tabelle der Fig. 11(b) herzustellen.

10

15 In der Übersetzungsvorrichtung von Fig. 11(a) wird die erste Kupplung K1 eingerückt, um alle Arbeitsstellungen der Übersetzungsvorrichtung herzustellen, wie in der Tabelle der Fig. 11(b) gezeigt ist. Demzufolge ist es möglich, die erste Kupplung K1 zu eliminieren, indem die Antriebswelle 4 fest am ersten Sonnenrad 1S angebracht wird. Diese Anordnung ist in Fig. 12(A) dargestellt. Die Übersetzungsvorrichtung von Fig. 12(a), die die zwei Kupplungen K5, K6 und die drei Bremsen B1 - B3 besitzt, arbeitet so, daß fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung in Übereinstimmung mit der Tabelle 12(b) hergestellt werden.

20

25

30 Eine in Fig. 13(a) gezeigte Drehzahlwechselvorrichtung ist eine Abwandlung der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 8(a), in welcher die dritte Kupplung K3 eliminiert wird, indem das erste Sonnenrad 1S und das zweite Innenzahnrad 2R fest miteinander verbunden werden, und wobei die fünfte Kupplung K5 vorhanden ist, um eine selektive Verbindung zwischen dem zweiten und dritten Planetenradträger 2C, 3C herzustellen. Wie in Fig. 13(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts- und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungsvorrichtungen hergestellt, die aus den

35

1 vier Kupplungen K1, K4, K5, K6 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden.

Bei der Übersetzungsvorrichtung der Fig. 13(a) wird die erste
5 Kupplung K1 eingerückt, um alle Betriebsstellungen der Überset-
zungsvorrichtung herzustellen. Deshalb kann die erste Kupp-
lung K1 weggelassen werden, indem die Antriebswelle 4 fest mit
dem ersten Sonnenrad 1S verbunden wird. Diese Anordnung ist
10 in Fig. 14(a) gezeigt und kann dieselben Betriebsstellungen
wie die Übersetzungsvorrichtung der Fig. 13(a) erzeugen, in-
dem selektiv die drei Kupplungen K4, K5, K6 und die drei
Bremsen B1 - B3 angezogen und gelöst werden, wie in Fig. 14(b)
angegeben ist.

15 Jede der Kupplungen K1, K2, K3, K4, K5 und K6, die bei den
verschiedenen oben erörterten Ausführungsformen zur Anwendung
kommt, wird von einer Lamellenkupplung gebildet. Jedoch können
für die Kupplungsmittel eine Freilaufkupplung oder eine La-
mellenkupplung in Kombination mit einer Freilaufkupplung für
20 eine verbesserte Kraftstoffausnutzung sowie ein geräuschloses
Fahren des Fahrzeugs und verminderte Schaltstöße verwendet
werden. Jede der Bremsen B1, B2 und B3, die bei den oben erör-
terten Ausführungsformen zur Anwendung kommen, wird von einer
Lamellenbremse gebildet. Jedoch können eine Freilaufkupplung,
25 eine Bandbremse oder eine Kombination aus diesen als Brems-
mittel anstelle der Lamellenbremse zum Einsatz kommen. Ty-
pische Beispiele dieser Kupplungen und Bremsen sind in den
Japanischen Patentanmeldungen Nr. 63-1767270 und 63-221670
offenbart.

30 Wenngleich die vorliegende Erfindung anhand ihrer gegenwärtig
bevorzugten Ausführungsformen mit einem gewissen Grad von
Spezialisierung zu lediglich Erläuterungszwecken beschrieben
worden ist, so ist klar, daß die Erfindung mit verschiedenen
35 anderen Änderungen, Abwandlungen und Verbesserungen,

1 die den in der einschlägigen Technik bewanderten Personen
mit Blick auf die vorhergehenden Lehren einfallen mögen,
innerhalb des Rahmens der beigefügten Patentansprüche ver-
wirklicht werden kann. Beispielsweise können die zwei Ele-
5 mente einer jeden Kombination der Planetenradsätze, wie in
den beigefügten Patentansprüchen definiert ist, aneinander
befestigt werden oder selektiv untereinander durch Kupplungs-
mittel verbindbar sein. Zum Beispiel können das erste und
10 dritte Innenzahnrad 1R und 3R, die bei den dargestellten Aus-
führungsformen untereinander fest gekoppelt sind, selektiv
durch Kupplungsmittel verbindbar sein. In gleichartiger Weise
können das zweite und dritte Sonnenrad 2S, 3S durch Kupplungs-
mittel selektiv zu verbinden sein. Ferner können die mit der
15 Antriebs- und Abtriebswelle zu verbindenden Elemente und das
Element oder die Elemente, die am Getriebegehäuse festzu-
legen sind, in geeigneter Weise bestimmt werden.

20

25

30

35

Patentansprüche

1

5 1. Drehzahlwechselvorrichtung in einem Automatikgetriebe
für ein Motorfahrzeug mit einem ersten Planetenradsatz
(1) der Einzelritzelbauart, der ein erstes Sonnenrad
(1S), ein erstes, mit dem ersten Sonnenrad (1S) kämmen-
des Planetenritzel (1P), ein erstes, mit dem ersten Pla-
netenritzel (1P) kämmendes Innenzahnrad (1R) und einen
10 ersten Planetenradträger (1C), der das erste Planeten-
ritzel (1P) drehbar lagert, besitzt, mit einem zweiten
Planetensatz (2) der Einzelritzelbauart, der ein
zweites Sonnenrad (2S), ein zweites, mit dem zweiten
15 Sonnenrad (2S) kämmendes Planetenritzel (2P), ein zwei-
tes, mit dem zweiten Planetenritzel (2P) kämmendes In-
nenzahnrad (2R) und einen zweiten Planetenradträger
(2C), der das zweite Planetenritzel (2P) drehbar lagert,
besitzt, und mit einem dritten Planetenradsatz (3) der
20 Doppelritzelbauart, der ein drittes Sonnenrad (3S),
wenigstens ein Paar von Planetenritzeln (3P), die mitein-
ander kämmen und von denen eines mit dem dritten Sonnen-
rad (3S) in Eingriff ist, ein drittes Innenzahnrad (3R),
das mit dem anderen Planetenritzel aus dem wenigstens
25 einen Paar von dritten Planetenritzeln (3P) in Eingriff
ist, und einen dritten Planetenradträger (3C), der das
wenigstens eine Paar von dritten Planetenritzeln (3P)
drehbar lagert, besitzt, wobei der genannte erste,
zweite und dritte Planetenradsatz (1, 2, 3) koaxial
30 zueinander angeordnet sind, um eine Kraft von einem
mit dem ersten Planetenradsatz (1) verbundenen Antriebs-
glied (4) auf ein hinsichtlich des Planetenradträgers
(2C, 3C) des zweiten oder des dritten Plnaetenradsatzes
(2, 3) verbundenes Abtriebsglied (5) mit einem ausge-
35 wählten Übersetzungsverhältnis aus unterschiedlichen
Übersetzungsverhältnissen ins Langsame zu übertragen,
dadurch gekennzeichnet, daß:

- 1 - das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) miteinander durch entweder dieses erste sowie dritte Innenzahnrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel, die selektiv dieses
- 5 erste sowie dritte Innenzahnrad miteinander kuppeln, verbunden sind;
- das besagte erste Sonnenrad (1S) sowie das erwähnte zweite Innenzahnrad (2R) miteinander durch entweder dieses erste Sonnenrad sowie zweite Innenzahnrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch
- 10 Kupplungsmittel (K3), die selektiv dieses erste Sonnenrad sowie zweite Innenzahnrad miteinander kuppeln, verbunden sind;
- der genannte zweite sowie dritte Planetenradträger (2C, 3C) miteinander durch entweder diesen zweiten sowie dritten Planetenradträger untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel (K5), die selektiv diesen zweiten sowie dritten Planetenradträger miteinander kuppeln, verbunden sind; und
- 15 - das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) miteinander durch entweder dieses zweite sowie dritte Sonnenrad untereinander fixierende Kopplungseinrichtungen oder durch Kupplungsmittel, die selektiv dieses zweite sowie dritte Sonnenrad miteinander kuppeln, verbunden sind.
- 20 2. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad und das erwähnte zweite Innenzahnrad (1S, 2R) durch ein Kupplungsmittel (K3) miteinander kuppelbar sind.
- 25 3. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

1 4. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der genannte zweite sowie dritte Planetenradträger (2C, 3C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

5

5. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

10

6. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Abtriebsglied (5) und der genannte zweite Planetenradträger (2C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

15

7. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der genannte zweite und dritte Planetenradträger (2C, 3C) durch ein Kupplungsmittel (K5) miteinander kuppelbar sind.

20

8. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

25

9. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad und das erwähnte zweite Innenzahnrad (1S, 2R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

30

10. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte zweite sowie dritte Sonnenrad (2S, 3S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.

35

- 1 11. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K5; K1, K5, K6; K4, K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus diesen drei Kupplungen sowie diesen drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 10 12. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K4, K5; K1, K4, K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus diesen vier Kupplungen sowie drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 20 13. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Kupplungen (K5, K6), die eine Kupplung als das erwähnte Kupplungsmittel (K5) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der genannten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus diesen zwei Kupplungen sowie drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 25 14. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 2 oder Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Antriebsglied (4) und das besagte erste Sonnenrad (1S) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 35

- 1 15. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte Abtriebsglied (5) und der genannte dritte Planetenradträger (3C) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 5
16. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Planetenradsatz (2) der Einzelritzelbauart und der genannte dritte Planetenradsatz (3) der Doppelritzelbauart von einem Ravigneaux-Planetengetriebesatz gebildet sind, der ein Sonnenrad (2S, 3S), das als die besagten, untereinander fest gekoppelten Sonnenräder wirkt, ein Planetenritzel (2P, 3P), das als die erwähnten zweiten sowie dritten Planetenritzel wirkt, und einen Planetenradträger (2C, 3C), der als die genannten zweiten sowie dritten Planetenradträger wirkt, besitzt.
- 10
- 15
17. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste Sonnenrad (1S) und das erwähnte zweite Innenzahnrad (2R) durch Kuppelungsmittel (K3) miteinander kuppelbar sind.
- 20
18. Drehzahlwechselvorrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß das erwähnte erste sowie dritte Innenzahnrad (1R, 3R) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind.
- 25

FIG. 1(a)

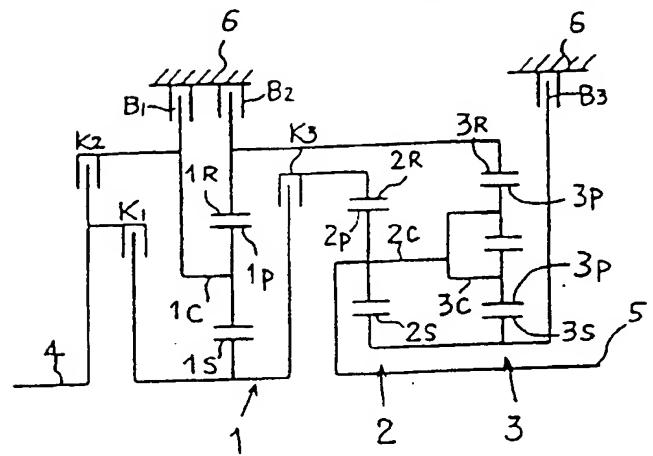


FIG. 3

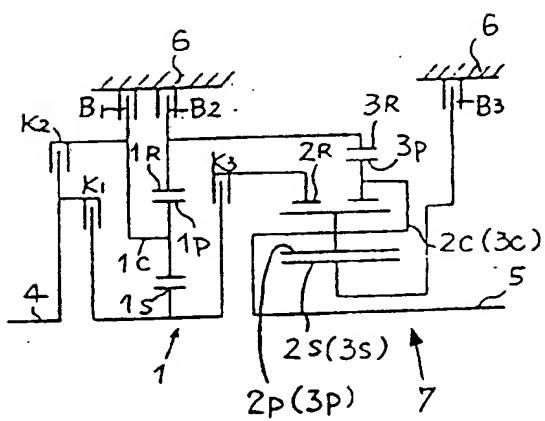


FIG. 4

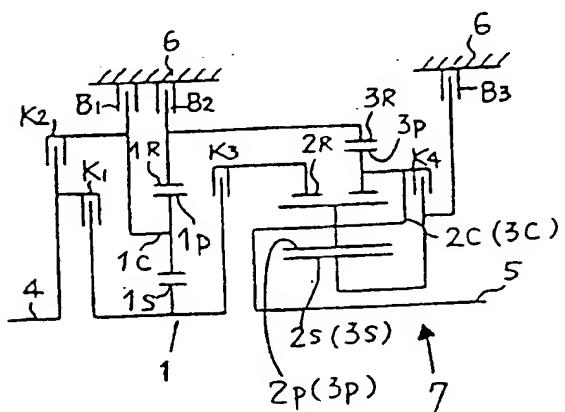


FIG. I (b)

	Kupplungen				Bremsen		Übersetzungsverhältnisse ins Langsame
	K1	K2	K3	B1	B2	B3	
1.	O	O	O				$(\rho_1 = 0.317, \rho_2 = 0.379, \rho_3 = 0.320)$
							$(\rho_2 + \rho_3) / (\rho_3 - \rho_1 \rho_2)$
2.	O	O	O				2.184
							$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_3$
3.	O	O	O				1.379
							$1 + \rho_2$
4.	O	O	O				1
							1.000
5.	O	O	O				$\frac{1 + \rho_1 + \rho_1 \rho_2 - \rho_3}{1 + \rho_1}$
							0.848
6.	O	O	O				$1 - \rho_3$
							0.680
7.	O	O	O				$\rho_1 (\rho_2 + \rho_3) / \rho_3 (1 + \rho_1)$
							0.526
R.	O	O	O	O	O	O	$-(1 - \rho_3) / \rho_1$
							- 2.145

2/13

3/13

FIG.2(a)

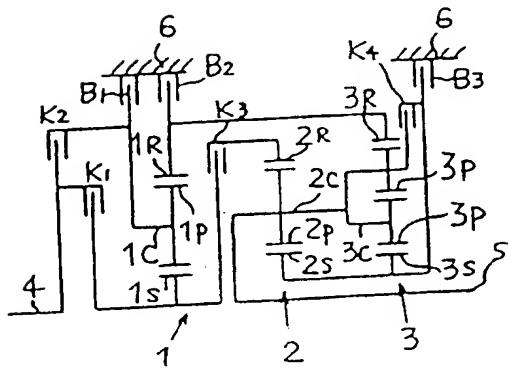


FIG.2(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1.	O		O		O		
2.	O		O			O	
3.	O		O				O
4.	O	O	O				
5.		O	O				O
6.	O	O					O
7.		O	O			O	
R1	O				O		O
R2	O				O	O	

FIG. 5 (a)

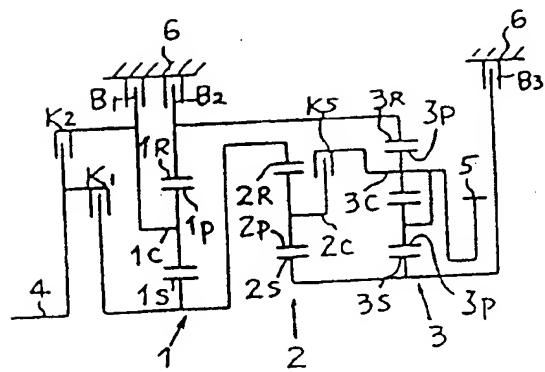


FIG. 5 (b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K2	K5	B1	B2	B3
1.	○			○		
2.	○				○	
3.	○		○			○
4.	○	○	○			
5.		○	○			○
6.	○	○				○
7.		○	○		○	
R	○			○		○

5/13

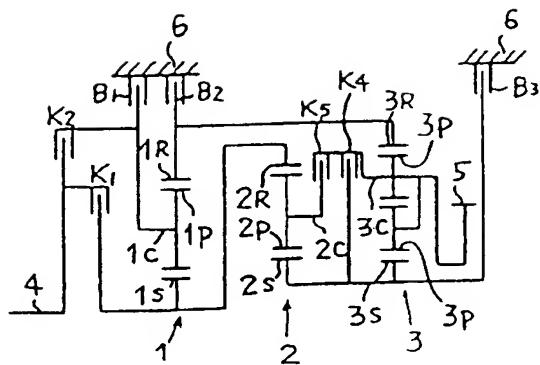


FIG.6(a)

FIG.6(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K2	K4	K5	B1	B2	B3
1.	○			○	○		
2.	○			○		○	
3.	○			○			○
4.	○	○		○			
5.		○		○			○
6.	○	○					○
7.		○	○			○	
R1	○				○		○
R2	○			○	○		

6/13

FIG. 7 (a)

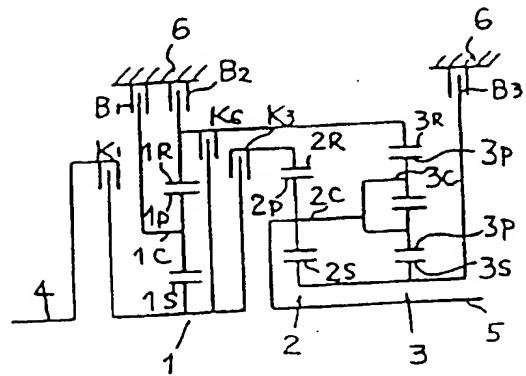


FIG. 7 (b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K3	K6	B1	B2	B3
1.	○	○		○		
2.	○	○			○	
3.	○	○				○
4.	○	○	○			
5.	○		○			○
R	○			○		○

7/13

FIG. 8(a)

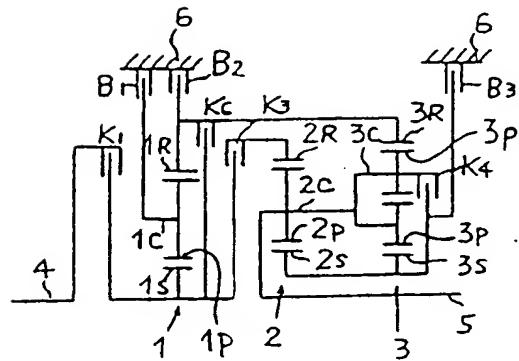


FIG. 8(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1.	○	○			○		
2.	○	○				○	
3.	○	○					○
4.	○	○		○			
5.	○			○			○
R1	○				○		○
R2	○		○		○		

FIG. 9 (a)

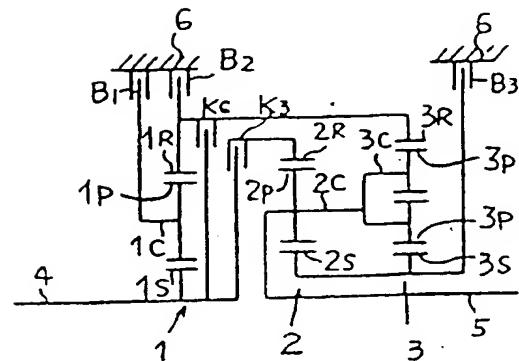


FIG. 9 (b)

	Kupplungen		Bremsen		
	K3	K6	B1	B2	B3
1.	○		○		
2.	○			○	
3.	○				○
4.	○	○			
5.		○			○
R			○		○

9/13

FIG. 10 (a)

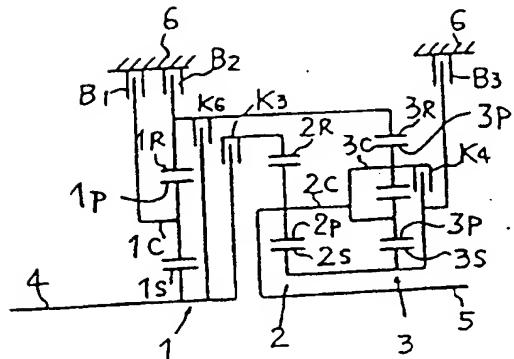


FIG. 10 (b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1.	○			○		
2.	○				○	
3.	○					○
4.	○		○			
5.			○			○
R1				○		○
R2		○		○		

10/13

FIG. 11(a)

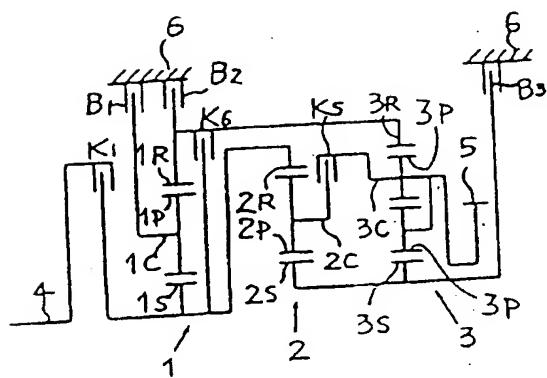


FIG. 11(b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K1	K5	K6	B1	B2	B3
1:	○	○		○		
2..	○	○			○	
3.	○	○				○
4.	○	○	○			
5.	○		○			○
R	○			○		○

11/13

FIG. 12(a)

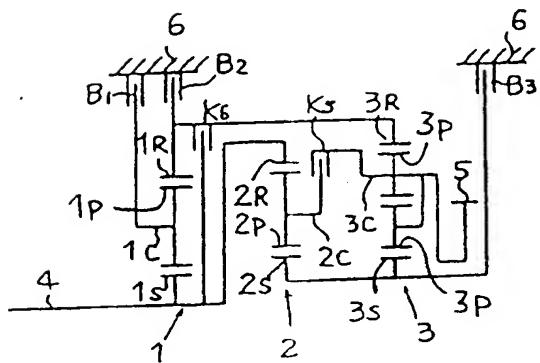


FIG. 12(b)

	Kupplungen		Bremsen		
	K5	K6	B1	B2	B3
1.	○		○		
2.	○			○	
3.	○				○
4.	○	○			
5.		○			○
R.	-		○		○

12/13

FIG. 13(a)

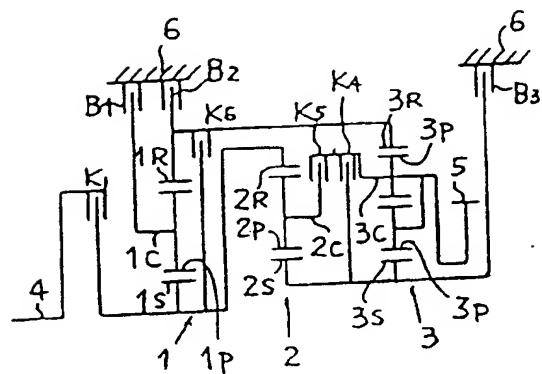


FIG. 13(b)

	Kupplungen				Bremsen		
	K1	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1.	o		o		o		
2.	o		o			o	
3.	o		o				o
4.	o		o	o			
5.	o			o			o
R1	o				o		o
R2	o	o			o		

13/13

FIG. 14(a)

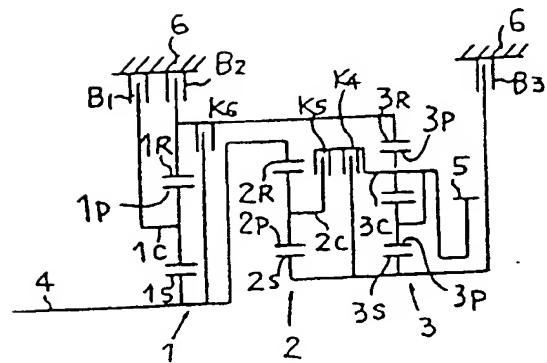


FIG. 14 (b)

	Kupplungen			Bremsen		
	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1.		○		○		
2.		○			○	
3.		○				○
4.		○	○			
5.			○			○
R1				○		○
R2	○	○		○		

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)